

POWER TRANSMISSION FOR AUTOMOBILE

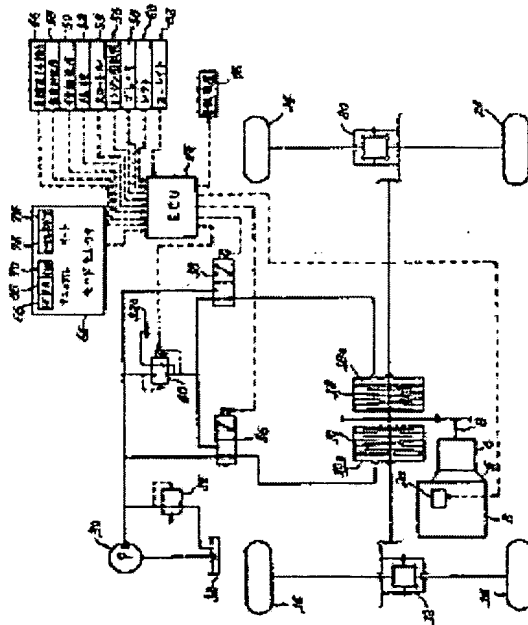
Patent number: JP2227339
Publication date: 1990-09-10
Inventor: ISODA KEIJI
Applicant: MITSUBISHI MOTORS CORP
Classification:
- **International:** **B60K23/08; B60K23/08;** (IPC1-7): B60K23/08
- **European:**
Application number: JP19890170386 19890630
Priority number(s): JP19890170386 19890630

Report a data error here

Abstract of JP2227339

PURPOSE: To eliminate any effect to a steering characteristic by resetting a 4WD state to a 2WD state at a time when a resultant value of longitudinal acceleration and lateral acceleration detected each at the 4WD state becomes smaller than that at time of a changeover from 2WD to 4WD.

CONSTITUTION: When a controller 44 is in a 4WD state as both front and rear clutches 10, 18 are engaged with each other, it is reset to a 2WD state by front wheels 14, 16 when a resultant value of longitudinal acceleration and lateral acceleration being detected by sensors 48, 50 becomes smaller than that at a time when a power transmission system is selected from a 2WD state to a 4WD state, for example, engagement of the rear clutch 18 is released. With this constitution, when it is selected to the 4WD state from the 2WD state during turning travel, by way of example, even if throttle opening of an engine 2 is varied to some extent, it is not reset to the 2WD state unless acceleration acting on a car body becomes smaller. Thus, even in turning, any effect is no longer given to a steering characteristic at all.



Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide

⑫ 公開特許公報(A) 平2-227339

⑤ Int.Cl.⁹

識別記号

庁内整理番号

⑬ 公開 平成2年(1990)9月10日

B 60 K 23/08

C

8013-3D

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全19頁)

⑭ 発明の名称 自動車の動力伝達装置

⑰ 特 願 平1-170386

⑱ 出 願 平1(1989)2月28日

⑲ 特 願 平1-47319の分割

⑳ 発 明 者 磯 田 桂 司 東京都港区芝5丁目33番8号 三菱自動車工業株式会社内

㉑ 出 願 人 三菱自動車工業株式会 東京都港区芝5丁目33番8号
社

明 細 書

1. 発明の名称

自動車の動力伝達装置

2. 特許請求の範囲

原動機の出力を2輪のみに伝える2輪駆動状態と4輪に伝える4輪駆動状態とに切換えることができる動力伝達系と、2輪駆動状態における駆動輪と非駆動輪とのスリップ率の違いを検出して設定条件を満足したときに上記動力伝達系を4輪駆動状態に切換える切換え制御手段とを備えた動力伝達装置において、車体に作用する前後方向の加速度を検出する前後加速度検出手段と、車体に作用する横方向の加速度を検出する横加速度検出手段と、上記動力伝達系が4輪駆動状態にあるときに上記前後加速度検出手段及び横加速度検出手段により検出された前後加速度及び横加速度を合成した値が、上記切換え制御手段により上記動力伝達系が2輪駆動状態から4輪駆動状態に切換わったときにおける上記前後加速度検出手段及び横加速度検出手段により検出された前後加速度及び横加速度

を合成した値よりも小さくなったときに上記動力伝達系を4輪駆動状態から2輪駆動状態に復帰させる復帰制御手段とを備えたことを特徴とする自動車の動力伝達装置

3. 発明の詳細な説明

〔産業上の利用分野〕

本発明は、自動車、特に4輪駆動車の動力伝達装置に関する。

〔従来の技術〕

近年、雪道等の滑り易い路面であっても優れた駆動力及び操縦安定性を得ることができる4輪駆動車が多く実用されている。しかし、4輪駆動車は滑り易い路面ではその効果を発揮するが、摩擦係数の高い路面では、むしろ前後輪間の回転数のアンバランスに起因して燃費が悪化する問題点がある。

そこで、例えば特開昭61-27729号公報に示されるように、2輪駆動状態における駆動輪と非駆動輪とのスリップ率の違いを検出して設定条件を満足したときに4輪駆動状態に切換えるよう

に構成された装置が知られている。

ところが、上記公報に示される装置においては、4輪駆動状態にあるときに前後輪の回転数はほぼ同じであるので、同前後輪の各回転数に基づき2輪駆動状態に戻すための条件を判定することは困難である。

そこで、例えば特開昭61-44031号公報に示されるように、車速及びエンジンのスロットル開度が所定条件を満たしたときに4輪駆動状態から2輪駆動状態に復帰させるように構成された装置が知られている。

〔発明が解決しようとする課題〕

しかしながら、この公報に示される装置にあっては、例えば旋回走行中に2輪駆動状態から4輪駆動状態に切替わった後にその同じ旋回走行中ににおいてエンジンのスロットル開度が変化した場合、4輪駆動状態から再び2輪駆動状態に切替わってしまうことがあり、その場合にはステアリング特性も変化してしまうことになり、運転者は甚だ違和感を覚えることになり、フィーリング上好まし

くないという不具合がある。

〔課題を解決するための手段〕

本発明は上記に鑑み創案されたもので、原動機の出力を2輪のみに伝える2輪駆動状態と4輪に伝える4輪駆動状態とに切替えることができる動力伝達系と、2輪駆動状態における駆動輪と非駆動輪とのスリップ率の違いを検出して設定条件を満足したときに上記動力伝達系を4輪駆動状態に切替える切替え制御手段とを備えた動力伝達装置において、車体に作用する前後方向の加速度を検出する前後加速度検出手段と、車体に作用する横方向の加速度を検出する横加速度検出手段と、上記動力伝達系が4輪駆動状態にあるときに上記前後加速度検出手段及び横加速度検出手段により検出された前後加速度及び横加速度を合成した値が、上記切替え制御手段により上記動力伝達系が2輪駆動状態から4輪駆動状態に切替わったときにおける上記前後加速度検出手段及び横加速度検出手段により検出された前後加速度及び横加速度を合成した値よりも小さくなったときに上記動力伝達系

を4輪駆動状態から2輪駆動状態に復帰させる復帰制御手段とを備えたことを特徴とする自動車の動力伝達装置である。

〔作用〕

本発明によれば、4輪駆動状態にあるときに、上記復帰制御手段は、上記前後加速度検出手段及び横加速度検出手段により検出された前後加速度及び横加速度を合成した値が、上記切替え制御手段により上記動力伝達系が2輪駆動状態から4輪駆動状態に切替わったときにおける上記前後加速度検出手段及び横加速度検出手段により検出された前後加速度及び横加速度を合成した値よりも小さくなったときに上記動力伝達系を4輪駆動状態から2輪駆動状態に復帰させる。

〔実施例〕

以下、本発明の一実施例を第1図～第12図に従って詳細に説明する。

第1図は本実施例の構成を示す説明図である。図中、符号2はエンジンであって、同エンジン2の出力はクラッチ4及びトランスミッション6を介

して出力軸8に伝達される。出力軸8の動力はフロントクラッチ10及びフロントデファレンシャルギア12を介して左右の前輪14、16に伝達されると共にリヤクラッチ18及びリヤデファレンシャルギア20を介して左右の後輪22、24に伝達される。フロントクラッチ10及びリヤクラッチ18は夫々室10a及び18aに作用する油圧に応じてすべりが0%（直結状態）から100%（遮断状態）までの任意の結合状態をとることができる湿式多板クラッチにより構成されている。

符号30はエンジン2もしくは電動モータにより駆動されリザーバ32内の油を吸引して吐出する油圧ポンプであり、同油圧ポンプ30の吐出口の油圧はリザーバ32との間に介装されたレギュレータバルブ34により調圧されている。また油圧ポンプ30の吐出口は電磁切替弁36を介してフロントクラッチ10の室10aに接続されると共に電磁切替弁38を介してリヤクラッチ18の室18aに接続されている。これら電磁切替弁36、

38は一方において電磁制御弁40を介して油圧ポンプ30の吐出口に接続されている。電磁切換弁36は、制御信号に応じて、フロントクラッチ10の室10aと油圧ポンプ30とを直接連通する位置(図示状態)と、フロントクラッチ10の室10aと電磁制御弁40の下流側とを連通する位置をとることができる。同様に、電磁切換弁38は、制御信号に応じて、リヤクラッチ18の室18aと油圧ポンプ30とを直接連通する位置と、リヤクラッチ18の室18aと電磁制御弁40の下流側とを連通する位置(図示状態)をとることができる。電磁制御弁40は、制御信号に応じて同電磁制御弁40の下流側の油圧を油圧ポンプ30の吐出油圧に等しい最大油圧 P_{max} からゼロまでの任意の圧力に減圧調整することができる。なお、符号32aは電磁制御弁40の下流側の油圧を下げる際に排出する油を戻すリザーバを示し、同リザーバ32aは、図面の便宜上リザーバ32と別個に図示してあるが、実際はリザーバ32と同一のものである。

いる。そして、同モードセレクト64の各スイッチの操作状態を示す信号はやはりコントローラ44の入力回路に入力されている。

次にコントローラ44の作動を第2図〜第12図に従って説明する。

コントローラ44はまず第2図に示すメインルーチンのステップM2で制御に必要なRAM内の各フラグ、メモリ領域を初期設定、つまりゼロ設定する。次いでステップM4でモードセレクト64の信号を読み取り、ステップM6でその信号がマニュアル側か否かを判定する。ステップM6で「YES」と判定すると、ステップM8に進んでモードセレクト64の出力信号がどのモードであるか判定する。ステップM8において「FFモード」であると判定すると、ステップM10に進んで出力回路から駆動状態がFFモードとなる制御信号を出力する。つまり、この場合コントローラ44はフロントクラッチ10の室10a内の油圧を最大に、リヤクラッチ18の室18a内の油圧をゼロにすべく、電磁切換弁36に同切換弁36が室

符号44はコントローラであり、図示しないが演算に必要なCPU、ROM、RAM及び入出力に必要な入力回路、出力回路を備えている。コントローラ44の入力回路には、各輪の回転速度を独立して検出する車輪速センサ46、車両の重心部分に作用する前後加速度センサ50、操舵状態を検出する操舵センサ52、エンジン2のスロットルの状態を検出するスロットルセンサ54、エンジン2の回転数を検出するエンジン回転数センサ56、ブレーキの状態を検出するブレーキセンサ58、トランスミッション6のシフト位置を検出するシフトセンサ60、車体のヨーレイトを検出するヨーレイトセンサ62の各検出信号が入力されている。

符号64は、車両の運転席前方の計器盤に設けられたモードセレクトであり、マニュアルでFFモード、FRモード及び4WDモードを夫々選択するためのスイッチ66、68及び70と、後で詳述するノーマルモード及びスポーツモードを夫々選択するためのスイッチ72及び74とを備えて

10aと油圧ポンプ30とを直接連通する位置をとる制御信号を、電磁切換弁38に同切換弁38が室18aと電磁制御弁40の下流側とを連通する位置をとる制御信号を、電磁制御弁40に同制御弁40の下流側の圧力がゼロとなる制御信号を出力する。これによりフロントクラッチ10は直結状態にリヤクラッチ18は遮断状態になって前輪14、16のみにエンジン2の駆動力が伝わるFF状態を得ることができる。

またステップM8において「FRモード」であると判定すると、ステップM12に進んで出力回路から駆動状態がFRモードとなる制御信号を出力する。つまり、この場合コントローラ44はフロントクラッチ10の室10a内の油圧をゼロに、リヤクラッチ18の室18a内の油圧を最大にすべく、電磁切換弁36に同切換弁36が室10aと電磁制御弁40の下流側とを連通する位置をとる制御信号を、電磁切換弁38に同切換弁38が室18aと油圧ポンプ30とを直接連通する位置をとる制御信号を、電磁制御弁40に同制御弁4

0の下流側の圧力がゼロとなる制御信号を出力する。これによりフロントクラッチ10は遮断状態にリヤクラッチ18は直結状態になって後輪22, 24のみにエンジン2の駆動力が伝わるFR状態を得ることができる。

更にステップM8において「4WDモード」であると判定すると、ステップM14に進んで出力回路から駆動状態が直結4WDモードとなる制御信号を出力する。つまり、この場合コントローラ44はフロントクラッチ10及びリヤクラッチ18の各室10a及び18a内の油圧を最大にすべく、電磁切換弁36及び38に同切換弁36及び38が室10a及び18aと油圧ポンプ30とを直接連通する位置をとる制御信号を夫々出力する。これによりフロントクラッチ10及びリヤクラッチ18は夫々直結状態になって前輪14, 16及び後輪22, 24の両方にエンジン2の駆動力が伝わる直結4WD状態を得ることができる。

一方ステップM6で「NO」と判定すると、ステップM16に進んでモードセクタ64の出力信

号がノーマルモードであるか否かを判定する。そしてステップM16において「YES」であればステップM18に進んで後述するノーマルモードルーチンの処理を実行し、「NO」であればステップM20に進んでやはり後述するスポーツモードルーチンの処理を実行する。

次にメインルーチンにおけるステップM18のノーマルモードルーチンを第3図に従って説明する。まず、ステップS100でモードセクタ64からの検出信号が前回もノーマルモードであったか否かを判定する。ノーマルモードに切換えた直後はこのステップS100で「NO」と判定されてステップS102に進む。ステップS102ではこのノーマルモードルーチンによる制御に必要な所要フラグ、メモリ領域を初期設定、つまりゼロ設定する。次いでステップS104に進んで駆動状態がFFモードとなるように電磁切換弁36, 38及び電磁制御弁40に制御信号を出力する。なお、この制御信号による制御内容は上述したステップM10の内容と同じである。次いでステップ

S106でフラグAを「O」に、ステップS108でフラグCを「O」に設定し、リターンつまりメインルーチンのステップM4に戻る。このフラグAは後で詳述するがフロントクラッチ10及びリヤクラッチ18を両方共に遮断状態にして駆動力を前輪14, 16及び後輪22, 24の何れにも伝えないような制御を行っているときに「1」となるものである。またフラグCはやはり後で詳述するがフロントクラッチ10及びリヤクラッチ18を両方共にすべりゼロ、つまり直結状態にして駆動力を前輪14, 16及び後輪22, 24の両方に伝える制御を行っているときに「1」となるものである。

ステップS100で「YES」と判定すると、ステップS110で各センサの検出信号を読込む。次いでステップS112でフラグAが「1」であるか判定し、同ステップS112で「NO」と判定すると、ステップS114に進む。ステップS114ではフラグBが「1」であるか判定する。このフラグBは後で詳述するがトラクション制御

を行っているときに「1」となるものである。ステップS114で「NO」と判定すると、ステップS116に進んでフラグCが「1」であるか判定する。ステップS116で「NO」と判定すると、ステップS118に進む。

ステップS118では車両が発進状態にあるか判定する。この判定の内容は、具体的には以下に述べる(i)～(iii)の条件を全て満足しているか否かを判定するものである。

- (i) 車速Vが設定車速(例えば10km/h)以下であること。
- (ii) スロットルセンサ54により検出されたスロットル開度 θ_{th} が設定開度(例えば50%)以上であること。
- (iii) 操舵センサ52により検出されたステアリングホイールの操舵角 θ が設定範囲(例えば $-180^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$)であること。

なお、条件(i)における車速Vとしては車輪速センサ46により検出された車輪速の中で最も小さい値を採用している。そして、ステップS11

8で「NO」と判定すると、ステップS120に進む。

ステップS120では前輪12, 14のスリップ比(車輪の路面に対するスリップ率)と後輪22, 24のスリップ比との差 ΔS が設定値(例えば0.03)より大きいか否かを判定する。この判定を行うときはFFモードであるので、 ΔS を車輪速センサ46により検出される前輪12, 14側の車輪速から後輪22, 24側の車輪速を差し引いた差に基づき求める方法が考えられるが、実際の前後輪間のスリップ比差 ΔS を求めるには、旋回時に前後輪間での回転半径差(所謂内輪差)が生じるためその回転半径差に相当する分を補正する必要がある、更には車体に作用する横加速度の増大により車両の旋回中心が前方へ移動して内輪差が減少するためその減少分を補正する必要がある。このためこのステップS120の判定では次のような演算を行っている。

すなわち、第4図に示すモデルにおいて l は前輪、 r は後輪、 G は車両の重心、 L はホイールベース、

l_r は後輪 r の中心から重心 G までの距離、 C は旋回中心、 R_f は旋回中心 C から前輪 f の中心までの距離、 R_g は旋回中心 C から重心 G までの距離、 R_r は旋回中心 C から後輪 r の中心までの距離、 δ は前輪 f の操舵角、 ω は旋回中心 C 周りの車両重心 G の角速度である。

ここでアツカマンジオメトリに従えば、

$$V_f = \omega \cdot R_f = (V_g / R_g) \cdot R_f \quad \dots (1)$$

$$R_f = (L / \delta) \sqrt{1 + \delta^2}$$

$$R_g = (L / \delta) \sqrt{1 + \delta^2 (l_r / L)^2}$$

であるので、(1)式は、

$$V_f = V_g \sqrt{(1 + \delta^2) / (1 + \delta^2 (l_r / L)^2)} \quad \dots (2)$$

また、

$$V_r = \omega \cdot R_r = (V_g / R_g) \cdot R_r \quad \dots (3)$$

$R_r = L / \delta$ であるので、(3)式は

$$V_r = V_g / \sqrt{1 + \delta^2 (l_r / L)^2} \quad \dots (4)$$

となる。

ここで(2)式において

$$\alpha_f = \sqrt{(1 + \delta^2) / (1 + \delta^2 (l_r / L)^2)} \quad \dots (5)$$

とすれば、

$$V_f = \alpha_f \cdot V_g \quad \dots (6)$$

(4)式において

$$\alpha_r = 1 / \sqrt{1 + \delta^2 (l_r / L)^2} \quad \dots (7)$$

とすれば、

$$V_r = \alpha_r \cdot V_g \quad \dots (8)$$

となる。 (α_f, α_r) :アツカマン補正係数

したがって、(6)、(8)式における補正係数 α_f, α_r は第5図に示されるように操舵角 δ に対する特性を定義できる。

他方、上述のとおり車両の重心 G に作用する横加速度 G_Y の増大に伴い旋回中心 C が前方へ移動して内輪差が減少するのであり、一般に横加速度 G_Y がゼロのときは上述のアツカマン補正係数に伴う内輪差が生じるのに対し横加速度 G_Y が設定値 G_{YP} のときに内輪差がゼロとなり、またその間の大きさの横加速度 G_Y に対してはその横加速度 G

Y の大きさに応じ内輪差がほぼ比例して変化して大体線形を呈することが確認されている。なお、実験によれば、通常の一般的な乗用車において G_{YP} は約0.5Gであることが確認されている。このため、横加速度 G_Y に対する内輪差の補正係数 α_Y の特性を第6図に示すように

$G_Y \leq G_{YP}$ のとき、

$$\alpha_Y = (G_Y - G_{YP}) + 1.0 \quad \dots (9)$$

$G_Y > G_{YP}$ のとき、

$$\alpha_Y = 0 \quad \dots (10)$$

と定義できる。

その結果、最終的には、

$$\Delta S = \left(\frac{\omega_f}{1 + (\alpha_f - 1) \alpha_Y} - \frac{\omega_r}{1 + (\alpha_r - 1) \alpha_Y} \right) \cdot \frac{\alpha_f}{\omega_f} \quad \dots (11)$$

によって前後輪間のスリップ比差を求めることができる。なお、(11)式において、 ω_f は前輪 f の車輪速、 ω_r は後輪 r の車輪速である。

これにより、ステップS120では、車輪速センサ46から検出した前輪12, 14の車輪速及び

後輪 22, 24 の車輪速、横加速度センサ 50 から求めた横加速度、操舵センサ 52 から求めた操舵角に基づき上述の式 (9) に従ってスリップ比差 ΔS を演算し、その ΔS が設定値 (例えば 0.03) よりも大きいかな否かを判定している。なお、その演算において (11) 式中の α_f , α_r , α_Y については式 (5), (7), (9), (10) により求めるが、代わりに第 5 図及び第 6 図に示される特性をマップ化してコントローラ 44 内の ROM に記憶させ、その都度このマップを参照して求めることも可能である。

ステップ S120 で「NO」と判定すると、ステップ S122 に進んで旋回限界であるかな否かを判定する。このステップ S122 の判定内容をここに説明する。第 7 図に示すモデルにおいて、 f は前輪、 r は後輪、 m は車両質量、 G は車両の重心、 I は重心 G まわりのヨー慣性モーメント、 L は前後輪間のホイールベース、 L_f は前輪 f と重心 G の距離、 L_r は後輪 r と重心 G の距離、 r は重心 G まわりのヨーレイト、 δ は前輪 f の操舵角、 U

X は重心 G の前進速度、 U_Y は重心 G の横速度、 V は車速、 G_X は重心 G の前後加速度、 G_Y は重心 G の横加速度、 β は重心 G での横滑り角、 β_f は前輪 f の横滑り角、 β_r は後輪 r の横滑り角、 C_f は前輪のコーナリングフォース、 C_r は後輪 r のコーナリングフォースである。

このモデルにおいて、車両の横方向の運動は、

$$m \cdot V \cdot (d\beta/dt + r) = 2C_f + 2C_r \quad \dots (12)$$

ヨーイング運動は、

$$I \cdot d r / d t = 2L_f \cdot C_f - 2L_r \cdot C_r \quad \dots (13)$$

で表わせる。

更に K_f を前輪 f の等価コーナリングパワー、 K_r を後輪 r の等価コーナリングパワーとすると、

$$C_f = K_f \cdot \beta_f = K_f \cdot (\delta - \beta - r \cdot L_f / V) \quad \dots (14)$$

$$C_r = K_r \cdot \beta_r = K_r \cdot (-\beta + r \cdot L_r / V) \quad \dots (15)$$

となる。

今ここで、定常円旋回の条件

$$\begin{aligned} d\beta/dt = 0, \quad d r / d t = 0 \text{ をあてはめ、} \\ \text{更に } r = V/R = G_Y/V \text{ の関係を考慮すると、} \\ \text{式 (12) } \sim \text{ (15) から} \\ r^2 / \delta = G_Y / L \cdot I / (1 + A \cdot R \cdot G_Y) \end{aligned} \quad \dots (16)$$

ただし、

$$A = -m/2L^2 \cdot (L_f \cdot K_f - L_r \cdot K_r) / (K_f \cdot K_r) \quad \dots (17)$$

：スタビリティファクタ

を得ることができる。

この式 (17) は横加速度 G_Y に対して発生する舵角 δ で基準化されたヨーレイト r を表すもので、式中の A の値により第 8 図に示すように旋回特性が $U S$ (アンダステア) 側か $O S$ (オーバステア) 側かを判別できるのである。

そして、一般的な $F F$ 車においては第 9 図に示すように横加速度 G_Y の増大に伴い弱 $U S$ 特性から強 $U S$ 特性へとステア特性が変化する。この特性は駆動力が大きくなるにつれて強 $U S$ 特性へ変化する時の横加速度 G_Y の大きさが小さくなる傾

向を有しているが、 r^2 / δ の値について注目すると、どの駆動力の大きさであってもその値は横加速度 G_Y の増大に伴って増大し極大値をとった後急激に減少して操縦不能な状態となりかつ極大値は旋回限界の直前に生じていることがわかる。したがって、この旋回限界の直前に生じる極大値をとる条件は

$$d(r^2 / \delta) / d G_Y = 0 \quad \dots (18)$$

で得ることができる。

ところで、実際の旋回走行においては、前輪 f の操舵角が増大する側にあれば実際の旋回限界は式 (18) から求められる値よりも小さくなり、またエンジンのスロットルが踏み込み側であればやはり実際の旋回限界は式 (18) から求められる値よりも小さくなる。

このため、ステップ S122 では、所要のセンサからの検出信号を基に、

$$\frac{d(r^2 / \delta)}{d G_Y} - \epsilon_1 \frac{d\theta}{dt} - \epsilon_2 \frac{d\theta_{th}}{dt} \leq 0 \quad \dots (19)$$

を満足したときに旋回限界を越えていると判定している。この式(19)に従って判定する場合は、ヨーレイトセンサ62の検出値、操舵センサ52の検出値、横加速度センサ50の検出値及びスロットルセンサ54の検出値に基づき判定される。また、式(19)に代えて同式(19)に $r = GY / V$ を代入することにより

$$\frac{d(GY^2 / \delta V^2)}{dGY} - \epsilon, \frac{d\theta}{dt} - \epsilon, \frac{d\theta_{th}}{dt} \leq 0$$

… (20)

を採用することも可能である。この式(20)に従って判定する場合は、操舵センサ52の検出値、横加速度センサ52の検出値及び車輪速センサ46の検出値に基づき判定される。この判定で車輪速センサ46の検出値(4輪)の中で最も小さい値を車速Vとして採用するが、仮に回転数が最も小さい車輪さえもスリップ状態にあり、その値が実際のVよりも大きい場合でも、その誤差は安全側に働くので問題ない。むしろ、現状において高価なヨーレイトセンサを用いなくて済む効果が大

である。

なお、これら式(19)、(20)における ϵ 、及び ϵ はその車両の特性によって適宜定められる係数である。また式(19)、(20)の何れにおいても右辺が「0」となっているが車両の特性に応じて適宜設定した数値とすることも可能である。

そして、このステップS122で「NO」と判定すると、前述のステップS104に進む。これにより、このノーマルモードルーチンにおいては、ステップS104で一度FFモードとなった後、ステップS118で「NO」(発進の条件を満足せず)、ステップS120で「NO」(スリップ比差が小)であり、かつステップS122で「NO」(旋回限界にはない)と判定されている限り、ステップS100、S110、S112、S114、S116、S118、S120、S122、S104、S106、S108の処理が繰り返されて駆動状態がFFモードに保たれる。

一方ステップS122で「YES」、つまり車両

が旋回限界にあると判定すると、ステップS124に進んで駆動状態が遮断モードとなる制御信号を出力する。つまり、この場合コントローラ44は、フロントクラッチ10および、リヤクラッチ18の各室10a及び18a内の油圧をゼロにすべく電磁切換弁36及び38に同切換弁36及び38が室10a及び18aと電磁制御弁40の下流側とを連通する位置をとる制御信号を、電磁制御弁40に同制御弁40の下流側の圧力がゼロとなる制御信号を出力する。これによりフロントクラッチ10及びリヤクラッチ18は遮断状態になって前輪12、14及び後輪22、24の両方にエンジン2の駆動力が全く伝わらない遮断状態となる。

次いでステップS126でエンジン2の回転数制御が行われる。制御内容はフロントクラッチ10(またはリヤクラッチ18)のエンジン2側の前輪12、14(または後輪22、24)側の回転数と同じになるようにエンジン2の制御装置2aを制御するものである。このため、車輪速センサ

46から求めた車輪速及びシフトセンサ60から求めたシフト位置に基づき各動力伝達系路のギア比を考慮してエンジン2の目標回転数を定め、エンジン回転数センサ56から求めるエンジン回転数をフィードバックして同エンジン回転数が目標回転数となるように制御する。なお、この実施例においては制御装置2aとして、第10図に示すように、通常時のエンジン2の制御を行うメインスロットルバルブ2bの他に第2スロットルバルブ2c及び同バルブ2cを駆動するサーボ装置2dを有するものが採用されており、エンジン2の回転数制御において更にメインスロットルバルブ2bの開度を検出するスロットルセンサ54の検出信号をも考慮している。

次いでステップS128でブザーまたはランプ等の運転者に警報を与える警報装置76を作動させる制御信号を出力し、メモリ内のフラグAに「1」を設定する。このため、次にステップS112の判定で「YES」と判定されるため、フラグAが「1」である限りステップS100、S11

0, S112, S122, S124, S126, S128, S130の処理が繰り返されて駆動力が前輪12, 14及び後輪22, 24の何れにも伝達されない遮断モードが継続される。これにより、前輪12, 14及び後輪22, 24はコーナリングフォースが増大される。

一方、ステップS118で「YES」、つまり上述した発進に係る条件を満足すると、ステップS132に進んで駆動状態が直結4WDモードとなるように電磁切換弁36, 38に制御信号を出力する。なお、この制御信号による制御内容は上述したステップM14の内容と同じである。同様に、ステップS120で「YES」と判定すると、ステップS121の処理を経てステップS132に進む。なお、ステップS121ではそのときの重心Gに作用していた加速度の大きさGc（つまり、 $\sqrt{GX^2+GY^2}$ ）をメモリする。

ステップS132で制御信号を出力すると、ステップS134でフラグCに「1」を設定し、次いでステップS136に進んで車両が旋回限界であ

るかを判定する。このステップS136での判定内容は実質的に上述のステップS122で行う判定内容と同様に、

$$\frac{d(r^2/\delta)}{dGY} - \epsilon_1 \frac{d\theta}{dt} - \epsilon_2 \frac{d\theta_{th}}{dt} \leq 0 \quad \dots (21)$$

または、

$$\frac{d(GY^2/\delta V^2)}{dGY} - \epsilon_1 \frac{d\theta}{dt} - \epsilon_2 \frac{d\theta_{th}}{dt} \leq 0 \quad \dots (22)$$

に従い、所要センサからの検出信号に基づいて行うものである。なお、このステップS136で行う判定は直結4WDモードにおけるものなので、旋回走行中において前輪の操舵角が増大する側にあるとき、あるいはエンジンのスロットルが踏込み側にあるときの旋回限界に対する影響が、FFモードにおけるステップS122で行う判定の場合と比べて小さく、このため式(21)、(22)中の係数 ϵ_1 、 ϵ_2 については式(19)、(20)中の係数 ϵ_1 、 ϵ_2 よりも適宜小さく設

定されている。また勿論、式(21)、(22)の何れにおいても右辺を車両の特性に応じて適宜設定した数値とすることも可能である。

このステップS136で「NO」と判定すると、ステップS138に進んで縦スリップがあるかを判定する。この判定は車輪速センサ46により検出された車輪速 $r\omega$ 及び前後加速度センサ48により検出された前後加速度GXを基に前後方向のスリップ率を求め、同スリップ率が設定値（例えば1.1）以上であるかを判定するものである。具体的には、

$$(dr\omega/dt)/GX \geq 1.1 \quad \dots (23)$$

を満足したときに、縦スリップありと判定する。ステップS138で「NO」と判定すると、ステップS140でフラグBに「ゼロ」を設定する。次いでステップS142で直結4WDモードからFFモードへ切換える復帰条件を満足したか否かを判定する。この判定内容は、今回加速度センサ50により検出された前後加速度GX及び横加速度GYから求めた重心Gに作用する加速度の大きさ

（つまり、 $\sqrt{GX^2+GY^2}$ ）が、ステップS120で「YES」と判定されたとき、つまり前後輪間のスリップ比差 ΔS が設定値以上となってFFモードから4WDモードへ切換える必要があると判定したときに、ステップS121でメモリした重心Gに作用していた加速度の大きさGc（つまり、そのときの $\sqrt{GX^2+GY^2}$ ）よりも小さいときに復帰条件を満足したと判定するものである。

ステップS142で「NO」と判定すると、ステップS144に進んでブレーキセンサ58により検出したブレーキの状態、つまり図示しないブレーキスイッチがオンであるかを判定する。このステップS144で「NO」と判定すると、メインルーチンのステップM4に戻る。

ステップS136で「YES」と判定したときは、ステップS146でフラグCを「0」に設定し、ステップS148でメモリGCをクリアし、次いでステップS124に進んで駆動状態を遮断モードとする制御信号を出力する。

ステップS138で「YES」と判定したときは、

ステップS150に進んで車輪のスリップ率に応じてエンジン2の駆動出力を制御するトラクション制御を行う制御信号を出力する。このトラクション制御の方法については周知の種々の方法が採用可能であるが、この実施例においてはステップS126で説明した第10図の第2スロットバルブ2c及び同バルブ2cを駆動するサーボ装置2dを備えているのでエンジン2の出力制御にはこのサーボ装置2dを制御することが好ましい。ステップS150で制御信号を出力すると、ステップS152でフラグBを「1」に設定し、メインルーチンのステップS4に戻る。なお、このフラグBに関連して、ステップS114で「YES」と判定すると、ステップS138に進むように構成されている。

ステップS142またはS144で「YES」と判定すると、ステップS154でフラグCに「0」を設定し、ステップS156でGCをクリアし、メインルーチンのステップM4に戻る。

このように、ノーマルモードルーチンにおいては、

ステップS118またはS120で「YES」と判定してステップS132で4WDモードになった後は、ステップS136、S138、S142、S144で「NO」と判定している限り、ステップS116で「YES」と判定してステップS132に進むので、駆動状態が4WDモードに保持される。そして、ステップS132で4WDモードにされている状態で、旋回限界となればステップS136で「YES」と判定してステップS124で駆動状態が遮断モードとなり、その後操縦性が回復すればステップS122で「NO」と判定してステップS104でFFモードとなる。またステップS138で「YES」と判定すると駆動状態が4WDモードのままステップS150でトラクション制御が行われる。更に4WDモードからFFモードへの復帰条件を満足するか、またはブレーキスイッチがオンとなったときは、ステップS142またはS144で「YES」と判定して駆動状態がFFモードとなる。

次にメインルーチンにおけるステップM20の

スポーツモードルーチンについて説明する。このスポーツモードルーチンにおいて第3図に示すノーマルモードのフローチャートと同じ内容の処理(ステップ)には、第3図で用いた符号と同一の符号を付して詳細な説明は省略する。

このスポーツモードルーチンにおいて、第3図のノーマルモードルーチンと比べて異なる点は、ステップS200、S202、S204及びS208であり、ここでこれらのステップについて順に説明する。

ステップS200では、モードセレクト64からの検出信号が前回スポーツモードであったか否かを判定し、「YES」であればステップS110に進み、「NO」であればステップS102に進む。ステップS202では、駆動状態がFRモードとなるように電磁切換弁36、38及び電磁制御弁40に制御信号を出力する。なお、この制御信号による制御内容は上述したステップM12の内容と同じである。

ステップS204では、後輪22、24のスリッ

プ比(車輪の路面に対するスリップ率)と前輪12、14のスリップ比との差 ΔS が設定値(例えば0.05)より大きいかな否かを判定する。このステップS204においては、ステップS120の場合と同様に、後輪22、24側の車輪速から前輪12、14側の車輪速を差し引いた差に基づき、旋回時の前後輪間での回転半径差に相当する分の補正及び車体に作用する横加速度の増大により低減する該回転半径差の分の補正を行っている。このため、詳細には、

$$\Delta S = \left\{ \frac{\omega_r}{1 + (\alpha_r - 1) \alpha_f} - \frac{\omega_f}{1 + (\alpha_f - 1) \alpha_r} \right\} \cdot \frac{\alpha_r}{\omega_r} \quad \dots (24)$$

に従って演算を行っている。なお、この式(24)中の ω_r は後輪rの車輪速、 ω_f は前輪の車輪速、 α_f 、 α_r は夫々上述の式(5)、(7)により求める補正係数、 α_f は式(9)、(10)により求める補正係数である。そして、ステップS204で「YES」であるとステップS121へ進んでその時の $G_c = \sqrt{G_x^2 + G_y^2}$ をメモ

リし、「NO」であるとステップS206へ進む。ステップS206では、旋回限界であるか否か判定する。この判定内容について説明する。ノーマルモードルーチンのステップS122に関連して、

$$r^2 / \delta = GY / L \cdot 1 / (1 + A \cdot R \cdot GY) \quad \dots (16)$$

を挙げ、更に第9図を参照して説明したが、同様に一般的なFR車について横加速度GYと r^2 / δ の関係を求めると、第12図に示すように横加速度GYの増加に伴い弱US特性から強OS特性へとステア特性が変化するものである。 r^2 / δ の値について注目すると、どの駆動力の大きさであってもその値は横加速度GYの増大に伴って増大し、 $1/L$ のラインを横切った後急増して操縦不能な状態となることがわかる。

したがって、この旋回限界の直前に生じる条件は

$$d(r^2 / \delta) / dGY \geq \epsilon_s \cdot (1/L) \quad \dots (25)$$

で得ることができる。 ϵ_s はその車両の特性によ

って適宜定められる係数である。また更に、実際の旋回走行においては、前輪1の操舵角が増大する側にあれば実際の旋回限界は式(25)から求められる値よりも小さくなり、またエンジンのスロットルが踏み込み側であればやはり式(25)から求められる値よりも小さくなる。

このため、ステップS206では、

$$\frac{d(r^2 / \delta)}{dGY} + \epsilon_s \cdot \frac{d\theta}{dt} + \epsilon_s \cdot \frac{d\theta_{th}}{dt} \geq \epsilon_s \cdot (1/L) \quad \dots (26)$$

を満足したときに旋回限界を超えていると判定している。この式(26)に従って判定する場合は、ヨーレイトセンサ62の検出値、操舵センサ52の検出値、横加速度センサ50の検出値及びスロットルセンサ54の検出値に基づき判定される。また、式(26)に代えて同式(26)に

$$r = GY / V \text{ を代入することにより } \frac{d(GY^2 / \delta V^2)}{dGY} + \epsilon_s \cdot \frac{d\theta}{dt} + \epsilon_s \cdot \frac{d\theta_{th}}{dt} \geq \epsilon_s \cdot (1/L) \quad \dots (27)$$

を採用することも可能である。この式(27)に従って判定する場合は、操舵センサ52の検出値、横加速度センサ52の検出値及び車輪速センサ46の検出値に基づき判定される。この判定で車輪速センサ46の検出値(4輪)の中で最も小さい値を車速Vとして採用するが、仮に回転数が最も小さい車輪さえもスリップ状態にあり、その値が実際のVよりも大きい場合でも、その誤差は安全側に働くので問題ない。むしろ、現状において効率的なヨーレイトセンサを用いなくて済む効果が大である。

なお、式(25)～(27)における ϵ_s 、 ϵ_s 、 ϵ_s はその車両の特性によって適宜定められる係数である。

そして、このステップS206で「YES」であるとステップS124へ進み、「NO」であるとステップS202へ進む。

なお、ステップS142における復帰条件は、ステップS204で「YES」と判定してステップS121で求めたGCよりも、 $\sqrt{GY^2 + GY^2}$ が小

さいときに成立するものである。このように、スポーツモードルーチンにおいては、ステップS202で一度FRモードとなった後、ステップS118で「NO」(発進の条件を満足せず)、ステップS204で「NO」(スリップ比差が小)であり、かつステップS206で「NO」(旋回限界にはない)と判定されている限り、駆動状態がFRモードに保たれる。またステップS118またはS204で「YES」と判定してステップS132で4WDモードとなった後は、ステップS136、S138、S142、S144で「NO」と判定している限り、駆動状態が4WDモードに保たれる。そして、ステップS132で4WDモードにされている状態で、旋回限界となればステップS136で「YES」と判定してステップS124で駆動状態が遮断モードとなり、その後操縦性が回復すればステップS206で「NO」と判定してステップS202でFRモードとなる。またステップS138で「YES」と判定すると駆動状態が4WDモードのままステップS

150でトラクション制御が行われる。更に4WDモードからFRモードへの復帰条件を満足するか、またはブレーキスイッチがオンとなったときは、ステップS142またはS144で「YES」と判定して駆動状態がFRモードとなる。上記のように構成された本実施例によれば、モードセレクト64の操作により、マニュアルモードとして駆動状態をFFモード、FRモード及び4WDモードの何れかに設定できるばかりでなく、オートモードとして、通常走行時は駆動状態がFFモードになり必要に応じて4WDモードに切替わるノーマルモードと、通常走行時は駆動状態がFRモードになり必要に応じて4WDモードに切替わるスポーツモードとを設定できるので、これらノーマルモードまたはスポーツモードのいずれかに制御モードを設定しておくことにより4輪駆動状態が必要でないときは2輪駆動状態となって燃費が向上すると共に、その2輪駆動状態は運転者の好みに応じて選択された方の駆動状態が保たれるという効果を奏する。

側のスリップ比を差し引いたスリップ比差 ΔS が設定値以上であること（つまり、駆動輪である前輪12、14がスリップ状態にあること）を検出すると、自動的に4WDモードに切換えて駆動力が前輪12、14及び後輪22、24の両方を介して路面に伝わるので、発進時のスリップあるいは滑り安い路面でのスリップが防止される。なお、発進時であっても操舵角が大きければ、4WDモードへは移行しないので、所謂直結4WDのブレーキング現象を防止できる。また特にスリップ比差 ΔS の判定を式(11)に沿う条件に従い行っているため、高い精度でスリップ比差 ΔS を検出して4WDモードへの切換えを適切に行うことができる。この4WDモードで走行中に、旋回限界であることを検出すると、やはり自動的に遮断モードに切換えて操縦安定性を確保でき、また縦スリップ（車体前後方向のスリップ）を検出すると、自動的にトラクション制御を行って滑り安い路面での駆動力をより確実に得ることができる。そして、4WDモードで走行中に車体に作用する加速

また、ノーマルモードにおいては、第3図に示すフローチャートに従って説明したように、FFモードで走行中に旋回限界を検知すると自動的に遮断モードに切換えてタイヤ（前輪）のコーナリングフォースを増大させかつ同時にその状態を運転者に警報することができる。そして、旋回限界よりも安定側に回復すると、FFモードに復帰するが、旋回限界を越えていると判定して遮断モードに切換えているときに同時にフロントクラッチ10の入力側の回転数と出力側の回転数とを一致させるべくエンジン2の回転数を制御しているので、遮断モードからFFモードに復帰するときにフロントクラッチ10が急激に接続されてもそのショックの発生を防止できる。特に、旋回限界の判定を式(19)または式(20)に沿う条件に従い行っているため、高い精度で旋回限界を検出することができ、これにより旋回中に操縦不能という事態に陥ることを防止できる。またFFモードで走行中に車両が発進状態にあること、あるいは前輪12、14側のスリップ比から後輪22、24

度から、もはや4WDモードで走行する必要がないと判定すると、自動的にFFモードに復帰することができる。更に4WDモードで走行中にブレーキがオン状態にあると判定すると、やはり自動的にFFモードに復帰するので、所謂3チャンネル型または4チャンネル型のアンチスキッドブレーキ装置の作動が阻害されることを防止できる。他方、スポーツモードにおいては、第11図に示すフローチャートに従って説明したように、FRモードで走行中に旋回限界を検出すると自動的に遮断モードに切換えてタイヤ（後輪）のコーナリングフォースを増大させ操縦安定性を回復させかつ同時にその状態を運転者に警報することができる。そして、旋回限界よりも安定側に回復すると、FRモードに復帰するが、旋回限界を越えていると判定して遮断モードに切換えているときに同時にリヤクラッチ18の入力側の回転数と出力側の回転数とを一致させるべくエンジン2の回転数を制御しているので、遮断モードからFRモードに復帰するときにリヤクラッチ18が急激に接続さ

れてもそのショックの発生を防止できる。特に、旋回限界の判定を式(26)または式(27)に沿う条件に従い行っているので、高い精度で旋回限界を検出することができ、これにより旋回中に操縦不能という事態に陥ることを防止できる。なお、式(26)または式(27)において係数 e の値を1より若干大きく設定することにより、ステアリングホイールの操作に対して車両の旋回応答性に優れた弱オーバステア特性を得ることができる。またFRモードで走行中に車両が発進状態にあること、あるいは後輪22、24側のスリップ比から前輪12、14側のスリップ比を差し引いたスリップ比差 ΔS が設定値以上であること(つまり、駆動輪である後輪22、24がスリップ状態にあること)を検出すると、自動的に4WDモードに切換えて駆動力が前輪12、14及び後輪22、24の両方を介して路面に伝わるので、発進時のスリップあるいは滑り易い路面でのスリップが防止される。なお、発進時であっても操舵角が大きければ、4WDモードへは移行しないの

で、所謂直結4WDのブレーキング現象を防止できる。また、特にスリップ比差 ΔS の判定を式(24)に沿う条件に従い行っているので、高い精度でスリップ比差 ΔS を検出して4WDモードへの切換えを適切に行うことができる。なお、このFRモードにおけるスリップ比差 ΔS に関する設定値(具体例として、0.05)は、ノーマルモードにおける設定値(具体例として、0.03)よりも大きく設定されているが、これはやはりFRモードで走行しているときはやや大きめのスリップ比差 ΔS でもってFRモードのまま走行できるようにしてステアリングホイールの操作に対して車両の旋回応答性に優れた弱オーバステア特性領域まで運転可能とするためである。またこのスポーツモードにおいても、上述したノーマルモードの場合と同様に、4WDモードで走行中に、旋回限界であることを検出すると、やはり自動的に遮断モードに切換えて操縦安定性を確保でき、また縦スリップを検出すると、自動的にトラクション制御を行って滑り易い路面での駆動力をより

確実に得ることができる。そして、4WDモードで走行中に車体に作用する加速度から、もはや4WDモードで走行する必要がないと判定すると、あるいはブレーキがオン状態にあると判定すると、やはり自動的にFRモードに復帰する。

なお、上記実施例において、ノーマルモードルーチン及びスポーツモードルーチンの何れにおいてもステップS144の判定内容がブレーキスイッチがオンであるか否かを検出するブレーキセンサ58の検出信号を用いたものであるが、その代わりにアンチスキッドブレーキ装置がアンチスキッドのために作動したか否かをブレーキセンサ58により検出させ、その検出信号に基づきアンチスキッドブレーキ装置がアンチスキッドのために作動したと判定すると、4WDモードからFFモードまたはFRモードに切換えるように構成することも可能である。

次に上記実施例の変形例を説明する。

第13図及び第14図は、上記実施例における第11図に示したスポーツモードルーチンの変形例

である。この変形例において第11図に示すスポーツモードルーチンのフローチャートと比べて異なる点は、第11図のステップS132の代わりに、4WD制御ルーチンであるステップN2を採用したものである。

ステップN2の4WD制御ルーチンを第14図に示すフローチャートに従って説明する。まず、ステップS300でリヤクラッチ18が直結状態となるように制御信号を出力する。つまり、この場合リヤクラッチ18の室18a内の油圧を最大にすべく、電磁切換弁38に同切換弁38が室18aと油圧ポンプ30とを直接連通する位置をとる制御信号を出力する。次いでステップS302で初回制御済か否かを判定する。この初回制御とはステップS302で「NO」であったときに進むステップS304で行われるものであり、それ故ステップS116、S118、S204の何れかで「YES」と判定して最初にステップS302で判定するときは「NO」となる。ステップS304で行われる初回制御の内容は、フロントクラ

ッチ10の室10a内の油圧を設定油圧PSに制御するものであり、詳しくは電磁切換弁36に同切換弁36が室10aと電磁制御弁4.0の下流側とを連通する位置をとる制御信号を、電磁制御弁4.0に同制御弁4.0の下流側の油圧が設定油圧PSとなる制御信号を出力する。次いでステップS306で式(24)で求めたスリップ比差 ΔS が設定値S₁(例えば0.04)より小さいか判定する。ステップS306で「YES」、つまりスリップ比差 ΔS が設定値S₁よりも小さいと判定すると、ステップS308に進んでフロントクラッチ10の室10a内の油圧を ΔP だけ減圧すべく電磁制御弁4.0に制御信号を出力する。ステップS306で「NO」、つまり、スリップ比差 ΔS が設定値S₁以上であると判定すると、ステップS310に進んでスリップ比差 ΔS が設定値S₂(例えば、0.06)よりも大きいと判定すると、ステップS312に進んでフロントクラ

ッチ10の室10a内の油圧を ΔP だけ増圧すべく電磁制御弁4.0に制御信号を出力する。ステップS310で「NO」、つまりスリップ比差 ΔS が設定値S₂以下であると判定すると、ステップS314に進んでスリップ比差 ΔS を時間で微分した値 $d\Delta S/dt$ がゼロ以上であるか判定する。ステップS314で「YES」、つまりスリップ比差 ΔS が変わらないもしくは増大する傾向にあると判定すると、ステップS316に進んでフロントクラッチ10の室10a内の油圧を ΔP だけ増圧すべく電磁制御弁4.0に制御信号を出力する。ステップS314で「NO」、つまりスリップ比差 ΔS が減少する傾向にあると判定すると、ステップS318に進んでフロントクラッチ10の室10a内の油圧を ΔP だけ減圧すべく電磁制御弁4.0に制御信号を出力する。そして、ステップS308、S312、S316またはS318の何れかを終わると、第13図のフローチャートのステップS134に進むものである。なお、スリップ比差 ΔS に関する判定を行うステップS

306及びS308において設定値S₁を0.04、設定値S₂を0.06に設定しているが、これは最終的にスリップ比差 ΔS を目標値(0.05)に保った状態の4WDモード、つまり前輪12、14側よりも後輪22、24側のトルクを常にその目標値に応じた設定比だけ大きく保った状態の4WDモードを得るためである。またステップS314でスリップ比差 ΔS の微分値 $d\Delta S/dt$ を判定しその結果に基づきフロントクラッチ10の室10a内の油圧を制御しているが、これはステップS306、S310の判定に基づくステップS308、S312による圧力制御のみでは室10a内の圧力が大きくハンチングを起こす恐れがあるからである。それ故、この変形例ではステップS316、S318の ΔP はステップS308、S312の ΔP よりも小さな値に設定されている。

なお、ステップS314で $d\Delta S/dt \geq 0$ であるか判定し「YES」であればステップS316へ、「NO」であればステップS318へ進むよ

うに構成されているが、同ステップS314とS316との間に $d\Delta S/dt = 0$ であるかを判定するステップを設け、そのステップで「YES」と判定したときにリターンへ進むように構成することも可能である。

したがって、この第13図及び第14図に示す変形例によれば、ステップS118またはS204で「YES」と判定して4WDモードに切替わった場合、常に後輪22、24側のトルクが前輪12、14側のトルクよりも設定比だけ大きい状態で駆動力が伝わるので、加速性能が向上すると共に、ステア特性もニュートラル特性に近づき、滑り易い路面での操縦性を向上できる。

また上記実施例及び変形例においてFF時または4WD時におけるステップS122、S136による旋回限界の判定は夫々式(19)または(20)、式(21)または(22)に従ってUS側の旋回限界のみを対象とし、FR時におけるステップS206による旋回限界の判定は式(26)または(27)に従ってOS側の旋回限界のみを

対象としているが、好ましくはステップS122、S136の判定において更に式(26)または(27)をも判定条件として組み入れ、またステップS206の判定において式(19)または(20)、もしくは式(21)または(22)をも判定条件として組み入れることにより、これらのステップS122、S136またはS206においてUS側の旋回限界及びOS側の旋回限界の両方を常に判定することができる。

第15図は、上記実施例における第2図に示したメインルーチンの変形例である。この変形例において第2図に示すフローチャートと比べて異なる点は、第2図のステップM18の後にステップM22を、ステップM20の後にステップM24を追加したことにある。

このステップM22は、ステップM18のノーマルモードルーチンにおいてフラグA、B、Cの何れかに「1」が設定されたか判定する。ステップM22で「YES」であるとステップM18、つまりノーマルモードルーチンのステップS100

に進み、「NO」であるとリターン、つまりステップM4に戻る。

またステップM24は、同様に、ステップM20のスポーツモードルーチンにおいてフラグA、B、Cの何れかに「1」が設定されたかを判定する。ステップM24で「YES」であるとステップM20、つまりスポーツモードルーチンのステップS100に進み、「NO」であるとリターン、つまりステップM4に戻る。

したがって、ステップM18のノーマルモードルーチンにおいて、フラグA、B、Cの何れかに「1」が設定されている限り、ノーマルモードルーチンの処理が継続される。つまり、フラグAが「1」であればノーマルモードルーチンのステップS122で「NO」と判定されるまで遮断モードが継続され、フラグBが「1」であればステップS138で「NO」と判定されるまでトラクション制御が継続され、フラグCが「1」であればステップS142またはS144で「NO」と判定されるまで4WDモードが継続される。

またステップM20のスポーツモードルーチンにおいても、フラグA、B、Cの何れかに「1」が設定されている限り、スポーツモードルーチンの処理が継続される。つまりフラグAが「1」であればスポーツモードルーチンのステップS206で「NO」と判定されるまで遮断モードが継続され、フラグBが「1」であればステップS138で「NO」と判定されるまでトラクション制御が継続され、フラグCが「1」であればステップS142またはS144で「NO」と判定されるまで4WD制御ルーチンの処理が継続される。

これにより、ノーマルモードまたはスポーツモードが選択された状態において、操縦性を回復するために遮断モードが実行されているとき、駆動力の路面への伝達を向上するために4WDモードあるいは4WD制御ルーチンに基づくモード更にはトラクション制御が実行されているときには、操縦性が回復する状態になるまで、または駆動力が路面に確実に伝達される状態になるまで、その制御モードが実行されるので、たとえその間にモー

ドセクタ64により他のモードが選択されてもその信号が無視されることになる。

したがって、この変形例によれば、例えば操縦性を回復するために遮断モードが実行されているときに誤って乗員がマニュアルモードの何れかを選択して再び操縦不能という事態になってしまったり、滑り易い路面で駆動力の路面への伝達を向上するために4WDモードあるいは4WD制御ルーチンに基づくモード更にはトラクション制御が実行されているときに誤って乗員がマニュアルモードの何れかを選択して再び駆動力の路面への伝達が低下するという事態になってしまうことを避けることができる。

〔発明の効果〕

以上述べたように、本発明によれば、4輪駆動状態にあるときに、上記前後加速度検出手段及び横加速度検出手段により検出された前後加速度及び横加速度を合成した値が、上記切換え制御手段により上記動力伝達系が2輪駆動状態から4輪駆動状態に切変わったときにおける上記前後加速度検

出手段及び横加速度検出手段により検出された前後加速度及び横加速度を合成した値よりも小さくなったときに上記動力伝達系を4輪駆動状態から2輪駆動状態に復帰されることになる。これにより、例えば旋回走行中に2輪駆動状態から4輪駆動状態に切替わった場合、たとえエンジンのスロットル開度が変化したとしても、車体に作用している加速度が2輪駆動状態から4輪駆動状態に切替わったときの加速度よりも小さくなってれば、2輪駆動状態には復帰しないことになり、上記従来装置の不具合を解消できるのである。つまり、本発明においては、4輪駆動状態から2輪駆動状態に復帰したときの車体に作用している加速度が、2輪駆動状態から4輪駆動状態に切替わったときの車体に作用している加速度よりも小さいことになるので、たとえ旋回走行中であってもステアリング特性の影響を運転者がほとんど感じない状況であり、上記従来装置の不具合を解消できるのである。

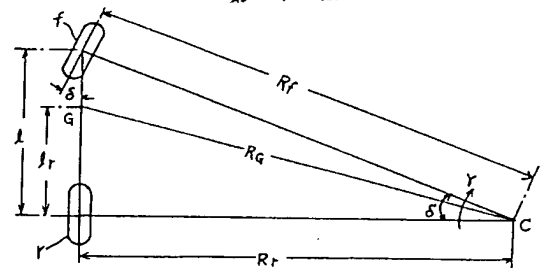
4. 図面の簡単な説明

(メインルーチン)の変形例を示すフローチャートである。

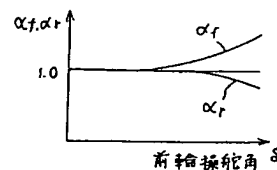
2…エンジン、10…フロントクラッチ、18…リアクラッチ、44…コントローラ、48…前後加速度センサ、50…横加速度センサ

第1図は本発明の一実施例を示すシステム全体説明図、第2図は第1図の実施例の制御を示すフローチャート、第3図は第2図のノーマルモードルーチンを示すフローチャート、第4図は第3図のフローチャートにおけるスリップ比差の判定に係る説明のための説明図、第5図は前輪操舵角 δ とアッカマン補正係数 α_f 、 α_r の関係を示す特性図、第6図は横加速度 G_Y と補正係数 α_Y の関係を示す特性図、第7図は第3図のフローチャートにおける旋回限界の判定に係る説明のための説明図、第8図は同旋回限界の判定に係る r^2/δ と G_Y の関係を示す説明図、第9図は一般的なFF車における特性図、第10図は第1図の制御装置2aの詳細を示す説明図、第11図は第2図のスポーツモードルーチンを示すフローチャート、第12図は一般的なFR車における特性図、第13図は第11図のフローチャート(スポーツモードルーチン)の変形例を示すフローチャート、第14図は第13図の4WD制御ルーチンを示すフローチャート、第15図は第2図のフローチャート

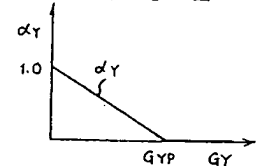
第4図



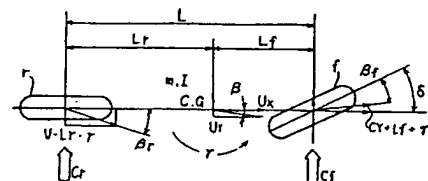
第5図



第6図

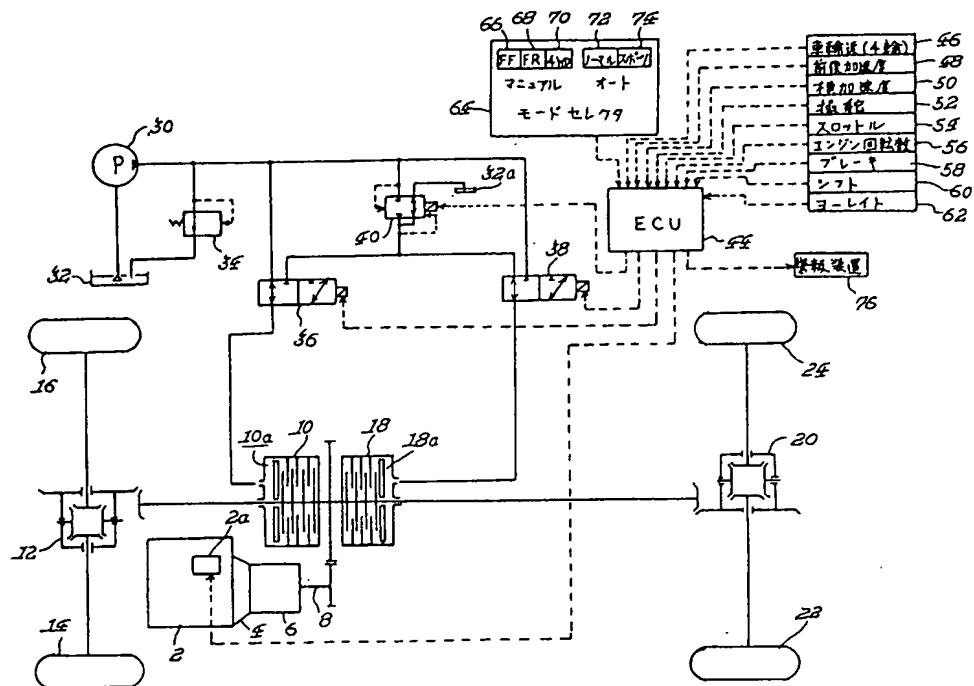


第7図

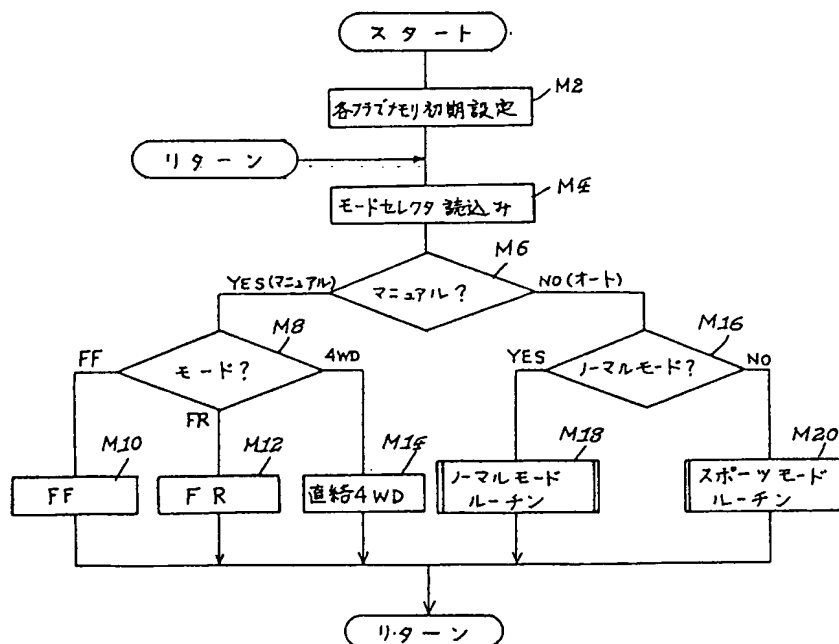


出願人 三菱自動車工業株式会社

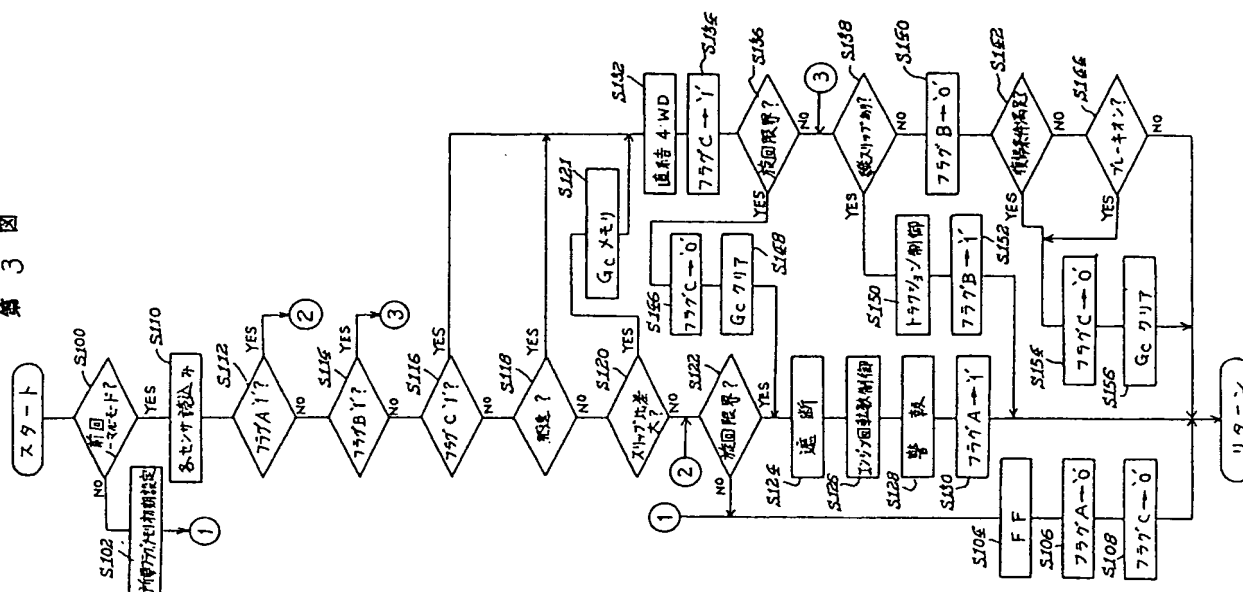
第 1 圖



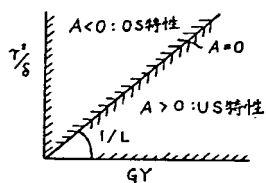
第 2 图



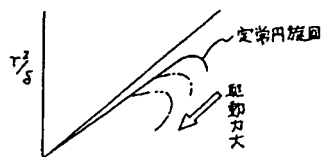
鉄 3 区



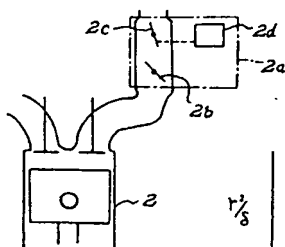
第 8 题



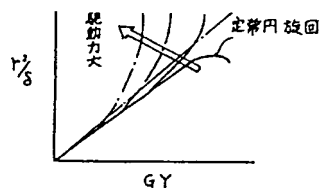
第 9 图



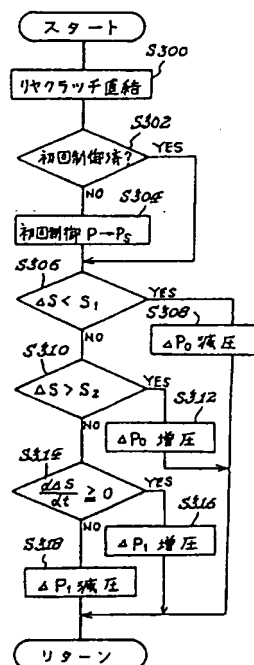
·第 10 圖



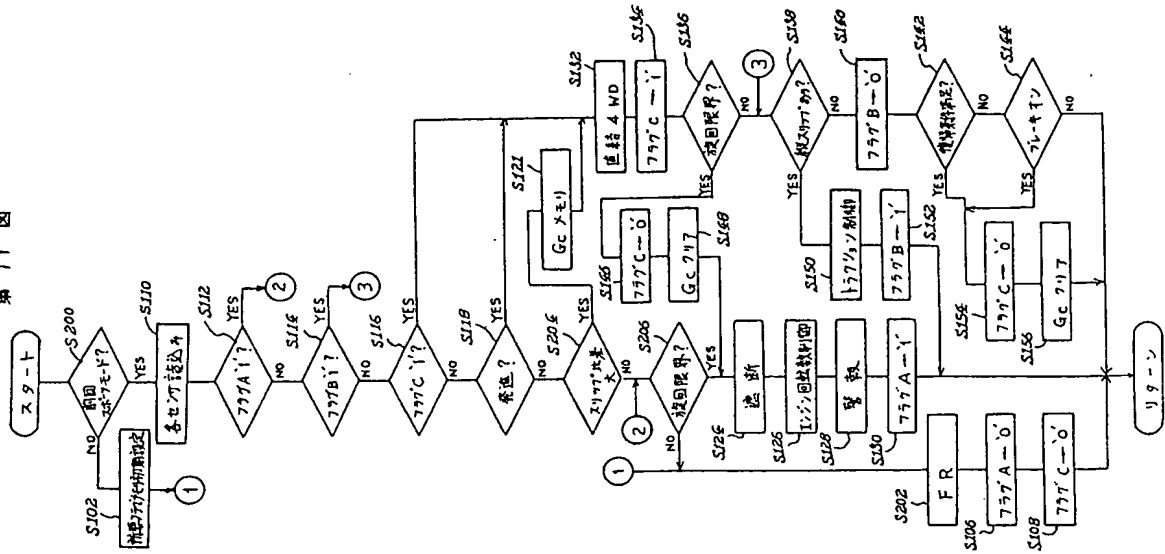
第 12 图



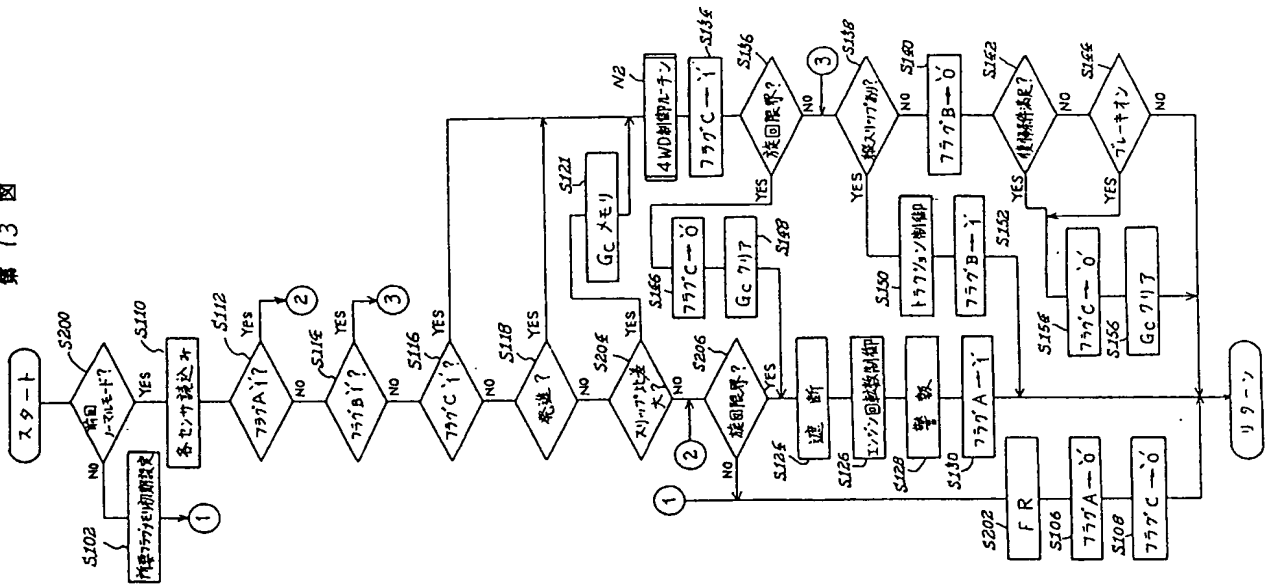
第 14 圖



第 11 図



第 13 図



第 15 図

